

**Самородов В.Б.**

д.т.н., професор,  
Національний технічний університет  
«Харківський політехнічний інститут»,  
завідувач кафедри автомобіле- і тракторобудування  
Харків, Україна  
samorodovvadimat@gmail.com

**Кожушко А.П.**

к.т.н.,  
Національний технічний університет  
«Харківський політехнічний інститут»,  
старший викладач кафедри автомобіле- і тракторобудування  
Харків, Україна  
andreykozhusko7@gmail.com

**Мітцель М.О.**

к.т.н.,  
Національний технічний університет  
«Харківський політехнічний інститут»,  
старший викладач кафедри автомобіле - і тракторобудування  
Харків, Україна  
mittsel\_nicholay@ukr.net

**Пелипенко Є.С.**

Національний технічний університет  
«Харківський політехнічний інститут»,  
асистент кафедри автомобіле - і тракторобудування  
Харків, Україна  
pelipenkoeugene@gmail.com

**Бурлига М.Б.**

Кременчуцький національний університет  
імені Михайла Остроградського,  
старший викладач кафедри автомобілі і трактори  
Кременчук, Україна  
burligakr@mail.ru

**ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ПІДТВЕРДЖЕННЯ РАЦІОНАЛЬНОЇ  
ЗМІНИ ПАРАМЕТРУ РЕГУЛЮВАННЯ ГІДРОМАШИНИ В  
ПРОЦЕСІ РОЗГОНУ ТА ГАЛЬМУВАННЯ ГІДРООБ'ЄМНО-  
МЕХАНІЧНОЇ ТРАНСМІСІЇ**

**Анотація.** Запропоновано гіпотезу щодо випукло-вигнутої форми зміни параметру регулювання в безступінчастих гідрооб'ємно-механічних трансмісіях (ГОМТ) мобільних машин (тракторів, дорожньо-будівельних та військових машин, тощо). Суть гіпотези полягає в тому, що при випуклій залежності параметра регулювання ГОМТ від часу (у порівнянні з лінійною залежністю) забезпечується найбільш ефективний розгін машини, а при вигнутій формі – найбільш ефективне гальмування. Наведено розроблений кафедрою автомобіле- та тракторобудування Національного технічного університету «Харківського політехнічного інституту» лабораторний стенд, для дослідження робочих процесів та їх параметрів в ГОМТ. Експериментально і теоретично підтверджено запропоновану авторами

гіпотезу щодо випукло-вигнутої форми зміни параметру регулювання в ГОМТ з метою найбільш ефективного розгону та гальмування. Представлена математична модель ГОМТ для аналізу робочих процесів та їх параметрів щодо стенду, який імітує розгін та гальмування мобільної машини.

**Ключові слова:** безступінчаста трансмісія, гідрооб'ємна передача, параметр регулювання, форма зміни, розгін, гальмування, стенд  
Формул: 2, рис.: 7, табл.: 2, бібл.: 9

**Vadym Samorodov**

Doctor of Science (Engineering), Professor,  
National Technical University  
"Kharkiv Polytechnic Institute",  
Head of Department of Car and Tractor Industry  
Kharkiv, Ukraine  
samorodovvadimat@gmail.com

**Andriy Kozhushko**

PhD (Engineering),  
National Technical University  
"Kharkiv Polytechnic Institute",  
Senior Lecturer at the Department of Car and Tractor Industry  
Kharkiv, Ukraine  
andreykozhushko7@gmail.com

**Nicholay Mittsel**

PhD (Engineering),  
National Technical University  
"Kharkiv Polytechnic Institute",  
Senior Lecturer at the Department of Car and Tractor Industry  
Kharkiv, Ukraine  
mittsel\_nicholay@ukr.net

**Eugene Pelipenko**

National Technical University  
"Kharkiv Polytechnic Institute",  
Assistant at Department of Car and Tractor Industry  
Kharkiv, Ukraine  
pelipenkoeugene@gmail.com

**Mihail Burlyga**

Kremenchuk Mykhailo Ostrohradskyi National University,  
Senior Lecturer at the Department Automobiles and Tractors  
Kremenchuk, Ukraine  
burligakr@mail.ru

**EXPERIMENTAL CONFIRMATION OF THE RATIONAL CHANGE  
PARAMETER OF THE HYDRAULIC TRANSMISSION DURING  
ACCELERATION AND BRAKING OF THE HYDRAULIC VOLUME  
MECHANICAL TRANSMISSION (HVMT)**

**Abstract.** An automobile and tractor department of the National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute" designed laboratory stand, through which possible to conduct experimental studies of the processes occurring in hydraulic volume mechanical transmission (HVMT). Essence of hypothesis

consists in that at protuberant dependence of parameter of adjusting of HVMT on time (in comparing to linear dependence) is provided the most effective acceleration of machine, and at an outbowed form is the most effective braking. The hypothesis on the change of the parameter of the hydromachine control in a hydraulic transmission by experimental tests is confirmed. The mathematical model of transmission (HVMT stand) is presented, which differs from existing taking into account compression of a fluid in a hydraulic transmission. The expediency of using the proposed mathematical model of transmission for the description of processes at acceleration and inhibition stages of HVMT has been established.

**Key words:** HVMT, continuously variable transmission, hydraulic transmission, regulation parameter, form change, acceleration, braking, stand  
Formulas: 2, fig.: 7, tabl.: 2, bibl.: 9

**Вступ.** Ефективність використання безступінчастих двопотокових гідрооб'ємно-механічних трансмісій (ГОМТ) у складі мобільних машин, зокрема, на тракторах вже давно доведена [Ключников 2012; Renius, Resch 2005; Rydberg 2010; Aitzetmüller 1999; Щельцын 2011; Самородов 2014]. Доля тракторів з ГОМТ в модельній лінійці світових лідерів галузі тракторобудування таких як Fendt, John Deere, Case та інших зростає щороку. Беручи до уваги, що близько 50% роботи тракторів складають, саме, швидкісні транспортні операції, використання властивостей гідрооб'ємної передачі (ГОП) суттєво підвищує ефективність та ергономічність розгону та гальмування, а також процес керування в цілому не тільки трактора, а й будь-якого транспортного засобу, оснащеного безступінчастою ГОМТ [Renius, Resch 2005; Rydberg 2010].

Під параметром регулювання ГОМТ розуміється відносний нахил шайби регульованої гідромашини ГОП, яка входить до складу ГОМТ.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** В науковій літературі вже були здійснені намагання визначення раціональної зміни параметрів регулювання гідромашин ГОП з метою забезпечення найкращого розгону. Так в роботах [Самородов 2001; Самородов 2000] автор за допомогою приведення узагальненого рівняння балансу енергії пропонує математичну модель, яка дає близьку до оптимальної функціональну залежність параметру регулювання гідромашини ГОП та часу розгону мобільних машин. В роботі [Кожушко 2014] встановлено раціональні зміни параметрів регулювання гідромашин для тракторів з ГОМТ, що працюють з «диференціалом на вході» та «диференціалом на виході», з точки зору підвищення техніко – економічних показників машинно – тракторного агрегату при виконанні операції «оранка» в процесі розгону. В роботі [Samorodov 2016] обґрунтовано раціональні форми зміни параметрів регулювання гідромашин в ГОП на етапах розгону та гальмування колісного трактора ХТЗ-21021 з ГОМТ. Нажаль в науковій літературі відсутній системний підхід до визначення оптимальних (або раціональних) форм зміни параметру регулювання ГОМТ в динаміці, як в процесі найшвидшого розгону, так і при найбільш ефективному гальмуванні. Фундаментом, на якому реалізується вказаний системний підхід, є гіпотеза щодо випукло-вигнутої форми зміни параметру регулювання в ГОМТ з метою найбільш ефективного розгону та гальмування. Підґрунтям для вирішення цієї проблеми є наукові праці [Ключников 2012; Renius, Resch 2005; Rydberg 2010; Aitzetmüller 1999; Щельцын 2011; Самородов 2014; Самородов 2001; Самородов 2000; Кожушко 2014; Ijas, Mäkinen 2008; Samorodov 2016; Самородов 2014; Самородов, Бурлыга, Митцель 2015]. Проте єдиним центром розробки та впровадження ГОМТ на мобільні машини

(включно на трактори) в Україні є кафедра автомобіле- та тракторобудування Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», яка вперше на пострадянському просторі створила спільно з Харківським тракторним заводом перші в Україні трактори ХТЗ-21021 і ХТЗ-242К з безступінчастими трансмісіями ГОМТ-1С.

**Метою дослідження** є теоретичне та експериментальне підтвердження сформульованої вище гіпотези щодо використання раціональної випукло-вигнутої форми зміни параметрів регулювання гідромашин ГОП в процесі розгону та гальмування мобільних машин з безступінчастими ГОМТ. Для цього необхідно виконати наступні задачі:

- розробити і описати лабораторний стенд та вимірювальний комплекс для експериментальних випробувань ГОМТ;

- виконати порівняльний аналіз результатів роботи гідрооб'ємно-механічної трансмісії при використанні лінійної та випукло-вигнутих форм зміни параметрів регулювання гідромашини ГОМТ;

- скласти математичну модель стенда, яка імітує робочі процеси ГОМТ при розгоні і гальмуванні з урахуванням нелінійних випукло-вигнутих форм зміни параметрів регулювання від часу та врахуванням стискання робочої рідини в ГОП і реалізувати в програмній системі MATLAB;

- проаналізувати і порівняти експериментальну та теоретичну швидкість вихідного валу імітаційного стенду з метою підтвердження достовірності динамічної моделі ГОМТ і гіпотези щодо ефективності випукло-вигнутих форм зміни параметрів регулювання при розгоні та гальмуванні.

**Імітаційний стенд.** В якості об'єкту експериментальних стендових досліджень процесу розгону та гальмування виступає розроблений кафедрою автомобіле- та тракторобудування Національного технічного університету «Харківського політехнічного інституту» стенд з ГОМТ [Самородов 2014; Самородов, Бурлыга, Митцель 2015], що працює за схемою з «диференціалом на виході» (рис. 1).



**Рисунок 1** – Імітаційний стенд

Джерело: розробка і реалізація стенда – усі автори

Імітаційний стенд складається з трьохфазного асинхронного двигуна, порошкового гальмівного механізму, блоком редукторів, ГОП, масляного баку

з фільтром та радіатором з вентилятором. В табл. 1 наведено технічна характеристика складових стенду.

**Таблиця 1** – Технічна характеристика складових стенду

Назва елемента	Графічне зображення	Технічна характеристика
Трьохфазний асинхронний двигун змінного струму А2-72-4		Номинальна потужність 30 кВт; сила струму при напрузі 380 В – 57,3 А; частота обертання 1455 об/хв; ККД 90,5 %; маса 198 кг
Циліндричний редуктор		Циліндричний редуктор забезпечує процес рухання з нульової швидкості вихідного валу. Передаточне число редуктора складає $i_1 = 17/27$ .
Блок редукторів та планетарний механізм		Блок редукторів (передавальне число яких дорівнює $i_2 = 31/32$ та $i_4 = 17/62$ ) та планетарний механізм (зі значенням внутрішнього передавального відношення $k = -1$ ) розташовані в закритому корпусі
ГОП		Гідравлічна частина стенда – це моноблок з гідронасосу та гідромотору GTN HYDRAULICS, максимальна продуктивність $q = 33 \text{ см}^3$
Циліндричний редуктор		Передавальне число $i_3 = 33/62$
Масляний бак з фільтром та радіатором з вентилятором		Масляний бак об'ємом 30 л; радіатор з електричним вентилятором; фільтр тонкої очистки.

Джерело: розробка авторів Мітцель М.О., Пелипенко Є.С. та Бурлига М.Б.

**Вимірювальний комплекс.** Для проведення експериментальних досліджень на імітаційному стенді складено вимірювальний комплекс, який служить для реєстрації отриманих даних. Вимірювальний комплекс складається з:

- вимірювального модуля (аналогово-цифровий перетворювач (АЦП) Е14-140-М, який також може використовуватись як ЦАП. АЦП призначено для побудови багатоканальних вимірювальних систем збору аналогових даних, цифрового керування, а також контролю керування та стану зовнішніх пристроїв);

- системи живлення апаратури (представлена джерелом живлення постійного струму Б5-49, який призначено для живлення пристроїв стабілізаційною напругою та струмом);

- двох датчиків надлишкового тиску (для визначення тиску в високій та низькій магістралях ГОП застосовується гідравлічний перетворювач тиску первинний ПД, який призначено для безперервного перетворення надлишкового тиску рідини в електричний сигнал. Виробником, фірмою «ГІДРО-АЛЬФА», вказується відповідність до технічних умов ТУ У 29.1-22637063-028:2005, окрім того, додається паспорт – ПД-29.1-22637063-028 ПС);

- індуктивних датчиків (датчик відповідає умовам ГОСТ 15150-69, а також задовольняє технічні вимоги ТУУЗ.58-14310589-117-2001);

- датчик визначення положення параметру регулювання гідромашини ГОП (багатооборотний прецизійний дровотвий потенціометр 3590S-2-101 500R (рис. 4.9). З технічної характеристики якого з'ясовано, що похибка складає  $\pm 0,25\%$ ).

Більш детально слід окреслити кроковий електропривод [Ijas, Mäkinen 2008; Samorodov 2016]. Складовими елементами крокового електропривода (рис. 2), що був встановлений на стенді, є електродвигун FL86STH80-4208A (1), мікроконтролер (2), який здійснює зв'язок з комп'ютером, джерело живлення NES-100-48 (3) та драйвер CNC 4.5A (4), станина (5). Вал керування гідронасоса приводився до руху КД через проміжний зубчастий редуктор з передаточним відношенням  $i_p = 16/144$ , це дозволило збільшити момент утримання до  $M_{yo} = 40,5 \text{ Нм}$ . Номінальний крок двигуна FL86STH80-4208A складає  $\alpha_n = 1,8^\circ$ , драйвер CNC 4.5A дозволяє реалізувати 1/2, 1/4, 1/8 та 1/16 кроку з похибкою 5%. Таким чином, дискретність позиціонування наклонної шайби гідронасоса при проведенні експериментальних досліджень дорівнювала  $\alpha = 0,0125^\circ \pm 5\%$ . Для ГОП GTN Hydraulics 3K10 P090 кут, що створює важіль керування між крайніми положеннями -1 та +1 був визначений як 40,5 град. (3240 кроків КД).

Зручність роботи і широкий перелік можливостей управління були забезпечені програмним продуктом Control, розробленим у вільному середовищі Lazarus для компілятора Free Pascal Compiler (рис. 3). Ця програма дозволила реалізувати весь потенціал крокового електропривода, отримати високу наочність, легкість доступу до збережених файлів-звітів, а також використовувати закони управління, побудовані в середовищі MathCad.

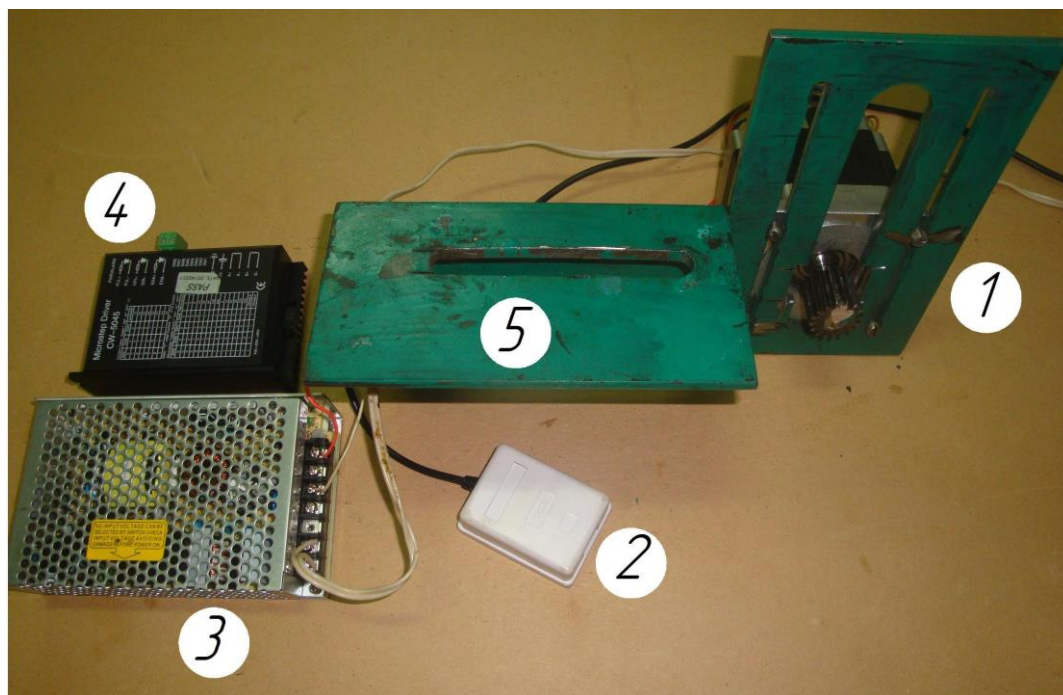
Необхідно підкреслити, що раціональною формою зміни параметрів регулювання ГОМТ, буде «випукла» (при розгоні), або «вигнута» (при гальмуванні) функціональні залежності від часу.

На (рис. 3, а) представлено вкладку Динаміка програмного продукту Control з «випуклим» (гіперболічним) законом розгону, на (рис. 3, б)



показано комбінований симетричну функціональну залежність розгону-гальмування.

Точність обчислення часу за значенням параметра регулювання становить половину кроку таймера контролера управління – 64 мкс. Для пошуку початкового наближення використовується пошук інтервалу. По таблиці значень задають характеристику, в якій знаходиться значення параметра. Даний метод можна застосовувати для функціональних залежностей, що мають монотонну поведінку в інтервалах заданих значень.

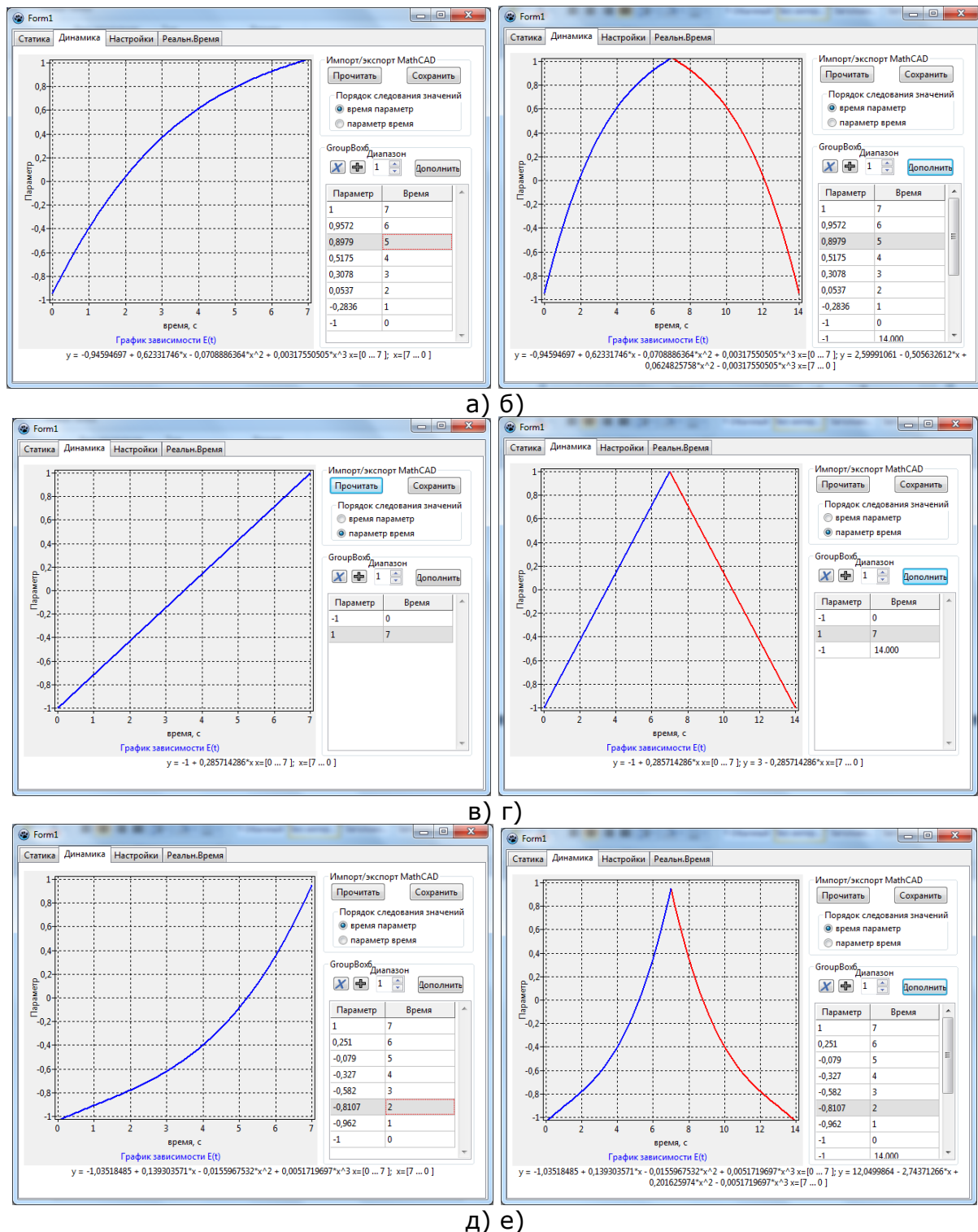


**Рисунок 2** – Складові елементи крокового електропривода

Джерело: розробка і реалізація – Самородов В.Б. та Мітцель М.О.

При переміщеннях органу управління, кроковий привід управляється імпульсами. Імпульси мають постійний період проходження для рівномірних переміщень, що застосовуються при калібруванні, встановленні початкового положення і при лінійної характеристики регулювання, і змінний – для нелінійної характеристики. В останньому випадку розрахунок траєкторії відбувається за наступним алгоритмом:

1. Задаємо початкове  $p_0$  і кінцеве  $p_1$  значення тиску в ГОП;
2. Визначаємо  $p_{i+1} = G(F(p_i \pm 1))$ , де  $G(p)$ ,  $F(p)$  – взаємодоповнюючі чисельні співвідношення між кількістю кроків і значенням параметр регулювання, отримані під час калібрування;
3. Обчислюємо методом Ньютона значення часу, що відповідають значенням параметрів, тобто знаходимо коріння рівнянь  $p_i = E(t_i)$ ,  $p_{i+1} = E(t_{i+1})$ ;
4. Обчислюємо інтервал часу між імпульсами,  $dt = |t_i - t_{i+1}|$ ;
5. Переводимо інтервал в число імпульсів таймера контролера крокового приводу. Один імпульс таймера = 128 мкс.;
6. Повторюємо п. 2-5 до тих пір, поки не досягнемо кінцевого значення  $p_1$ .



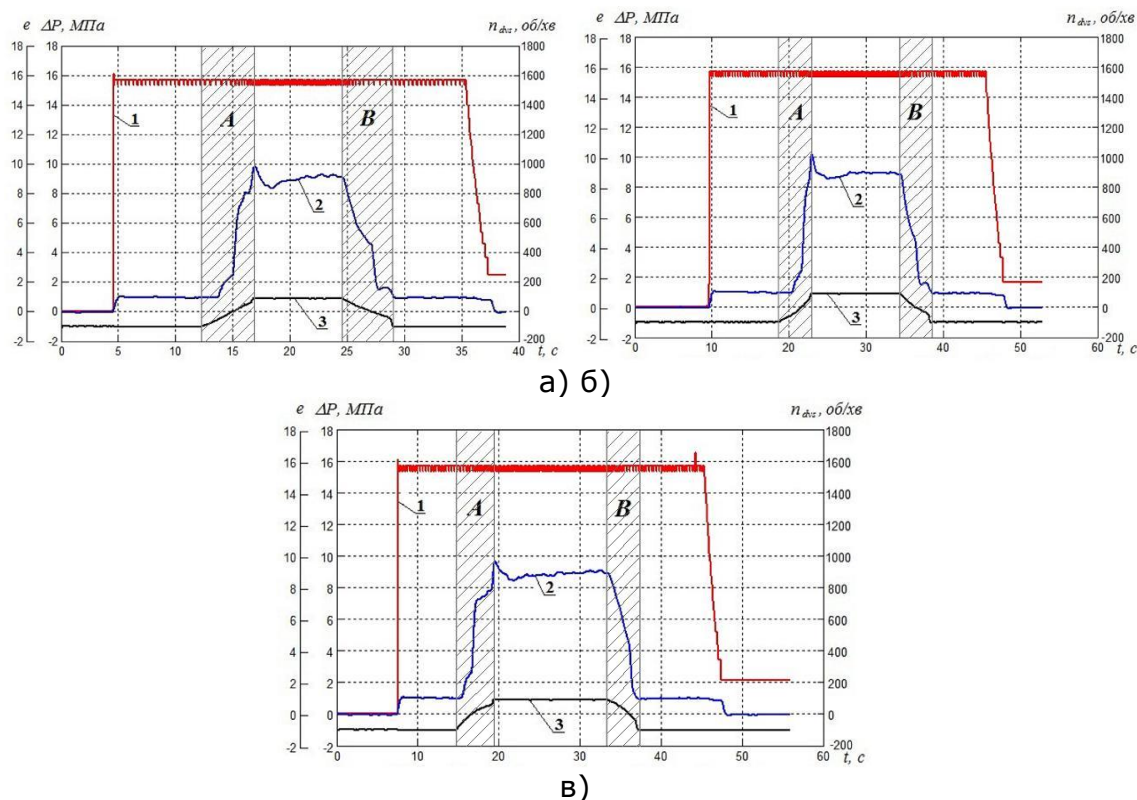
**Рисунок 3** – Інтерфейс програмного продукту Control:

а – розгін за «випуклою» зміною параметру регулювання гідронасосу; б – симетричний закон розгону-гальмування за «випуклою» зміною параметру регулювання гідронасосу; в – розгін за «лінійною» зміною параметру регулювання гідронасосу; г – симетричний закон розгону-гальмування за «лінійною» зміною параметру регулювання гідронасосу; д – розгін за «вигнутою» зміною параметру регулювання гідронасосу; е – симетричний закон розгону-гальмування за «вигнутою» зміною параметру регулювання гідронасосу

Джерело: розробка авторів Самородов В.Б., Кожушко А.П., Мітцель М.О. та Пелипенко Є.С.



На рис. 4 наведено графічні зображення показників обертів на валу трьохфазного асинхронного двигуна змінного струму, перепаду робочого тиску в ГОП та зміни параметру регулювання гідронасосу в залежності від часу розгону, гальмування та сталого руху, отриманих в ході випробувань. Отримані в процесі експериментального дослідження необхідно опрацьовувати за допомогою використання одного з фільтрів, наприклад фільтр Баттерворта.

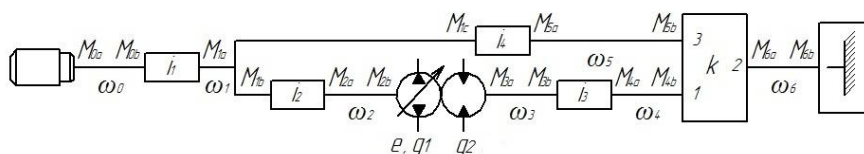


**Рисунок 4** – Залежність показників, що отримано при дослідженні роботи безступінчастої трансмісії, від часу:

а – при лінійній зміні параметру регулювання гідронасосу; б – при увігнутій зміні параметру регулювання гідронасосу; в – при випуклій зміні параметру регулювання гідронасосу; А – зона розгону; В – зона гальмування; 1 – частота обертання валу трьохфазного асинхронного двигуна змінного струму ( $n_{dvs}$ ); 2 – перепаду робочого тиску в ГОП ( $\Delta P$ ); 3 – зміна параметру регулювання гідронасосу ( $e$ )

Джерело: розробка авторів Самородов В.Б., Мітцель М.О. та Пелипенко Є.С.

**Теоретична частина.** Нижче наведено математичну модель ГОМТ (стенду). На рис. 5 наведено структурну схему стенду з безступінчастою трансмісією з диференціалом на виході.



**Рисунок 5** – Структурна схема імітаційного стенду з безступінчастою ГОМТ з «диференціалом на виході»

Джерело: розробка авторів Кожушко А.П., Пелипенко Є.С. та Бурлига М.Б.

Для теоретичного дослідження безступінчастої трансмісії побудовано математичну модель і її програмну реалізацію в системі MATLAB підсистемі Simulink. Для ГОМТ імітаційного стенду, що працює за схемою з «диференціалом на виході», математична модель виглядає наступним чином:

– зміна кутових прискорень, описується наступною системою рівнянь:

$$\left\{ \begin{aligned} \frac{d\omega_0}{dt} \cdot i_1 - \frac{d\omega_1}{dt} &= 0; & \frac{d\omega_1}{dt} \cdot i_2 - \frac{d\omega_2}{dt} &= 0; & \frac{d\omega_1}{dt} \cdot i_4 - \frac{d\omega_5}{dt} &= 0; \\ \frac{d\omega_3}{dt} \cdot i_3 - \frac{d\omega_4}{dt} &= 0; & \frac{d\omega_4}{dt} - k \cdot \frac{d\omega_6}{dt} + (k-1) \cdot \frac{d\omega_5}{dt} &= 0; \\ e \cdot q_1 \cdot \frac{d\omega_2}{dt} + q_1 \cdot \omega_2 \cdot \frac{de}{dt} - q_2 \cdot \frac{d\omega_3}{dt} &= \\ &= \left( \frac{K_{1y}}{\mu} \cdot (1 + C_{1y} \cdot |\omega_2|) + \frac{K_{2y}}{\mu} \cdot (1 + C_{2y} \cdot |\omega_3|) \right) \cdot \frac{d\Delta P}{dt} + \frac{V_{0*}}{2 \cdot \pi \cdot E(g^*)} \cdot \left( \frac{d|\omega_2|}{dt} + \frac{d|\omega_3|}{dt} \right) \cdot \Delta P + \\ &+ \left( \frac{K_{1y}}{\mu} \cdot C_{1y} \cdot \frac{d|\omega_2|}{dt} + \frac{K_{2y}}{\mu} \cdot C_{2y} \cdot \frac{d|\omega_3|}{dt} \right) \cdot \Delta P + \frac{V_{0*}}{2 \cdot \pi \cdot E(g^*)} \cdot (|\omega_2| + |\omega_3|) \cdot \frac{d(\Delta P)}{dt}. \end{aligned} \right. \quad (1)$$

– зміна силових параметрів описується наступною системою рівнянь:

$$\left\{ \begin{aligned} M_{0b} \cdot \eta_1^{\Theta \cdot \text{sign}(N_{0b})} + i_1 \cdot M_{1a} &= 0; & M_{1b} \cdot \eta_2^{\Theta \cdot \text{sign}(N_{1b})} + i_2 \cdot M_{2a} &= 0; \\ M_{3b} \cdot \eta_3^{\Theta \cdot \text{sign}(N_{3b})} + i_3 \cdot M_{4a} &= 0; & M_{1c} \cdot \eta_4^{\Theta \cdot \text{sign}(N_{1c})} + i_4 \cdot M_{5a} &= 0; \\ M_{2b} - e \cdot q_1 \cdot \Delta P &= -\Delta M_1 \cdot \text{sign}(\omega_2); \\ M_{3a} + q_2 \cdot \Delta P &= -\Delta M_2 \cdot \text{sign}(\omega_3); \\ M_{4b} \cdot \eta_{51}^{\Theta \cdot \text{sign}(N_{4b})} + M_{6a} \cdot \eta_{52}^{\Theta \cdot \text{sign}(N_{6a})} + M_{5b} &= 0; \\ M_{4b} \cdot k \cdot \eta_{51}^{\Theta \cdot \text{sign}(N_{4b})} + M_{6a} \cdot \eta_{52}^{\Theta \cdot \text{sign}(N_{6a})} &= 0; \\ M_{0a} + M_{0b} &= 0; & M_{1a} + M_{1b} + M_{1c} &= 0; & M_{2a} + M_{2b} &= 0; \\ M_{3a} + M_{3b} &= 0; & M_{4a} + M_{4b} &= 0; \\ M_{5a} + M_{5b} &= 0; & M_{6a} + M_{6b} &= 0. \end{aligned} \right. \quad (2)$$

де  $\frac{d\omega_i}{dt}$  – кутове прискорення ланки;  $i_j$  – передавальне відношення редуктора;  $e$  – параметр регулювання гідронасосу гідрооб'ємної передачі (ГОП);  $q_1, q_2$  – максимальна продуктивність гідромашин;  $K_{iy}, C_{iy}$  – коефіцієнти втрат для гідронасоса ( $i=1$ ) і для гідромотора ( $i=2$ );  $\mu$  – коефіцієнт динамічної в'язкості;  $\omega_2, \omega_3$  – кутова швидкість вала гідронасоса та гідромотора;  $\Delta P$  – перепад робочого тиску в ГОП;  $V_{0*}$  – об'єм рідини, що стискається;  $E(g^*)$  – модуль пружності робочої рідини, що залежить від відсотка  $g^*$  газомісткості;  $k$  – внутрішнє передавальне відношення планетарного ряду;  $M_{nm}$  – моменти на ланках ГОМТ;  $m$  – індекс-число співпадає з номером кутової швидкості ланки;  $n$  – індекси-букви відповідають моментам на кінцях ланок [Samorodov 2016];  $\eta_j$  – ККД редуктора;  $\Theta = -1$  – коефіцієнт урахування втрат в зубчастих зачепленнях;  $N_{nm}$  – потужність, що передається ланками ГОМТ (добуток кутових швидкостей на відповідні моменти з урахуванням

знаку дають величину і напрям потоків потужності на конкретних ланках і елементах ГОМТ) [Samorodov 2016];  $\eta_{13}, \eta_{23}$  – ККД в зубчастих зачепленнях сонце-сателіт та епіцикл-сателіт при зупиненому водилі, що визначають втрати моментів;  $\Delta M_1, \Delta M_2$  – втрати моменту в гідромашинах, що обчислюються, наприклад, згідно математичної моделі втрат К.І. Городецького [Samorodov 2016], як функції параметрів регулювання, кутової швидкості валів гідромашин, робочих об'ємів  $q_1, q_2$  і перепаду тиску  $\Delta P$ .

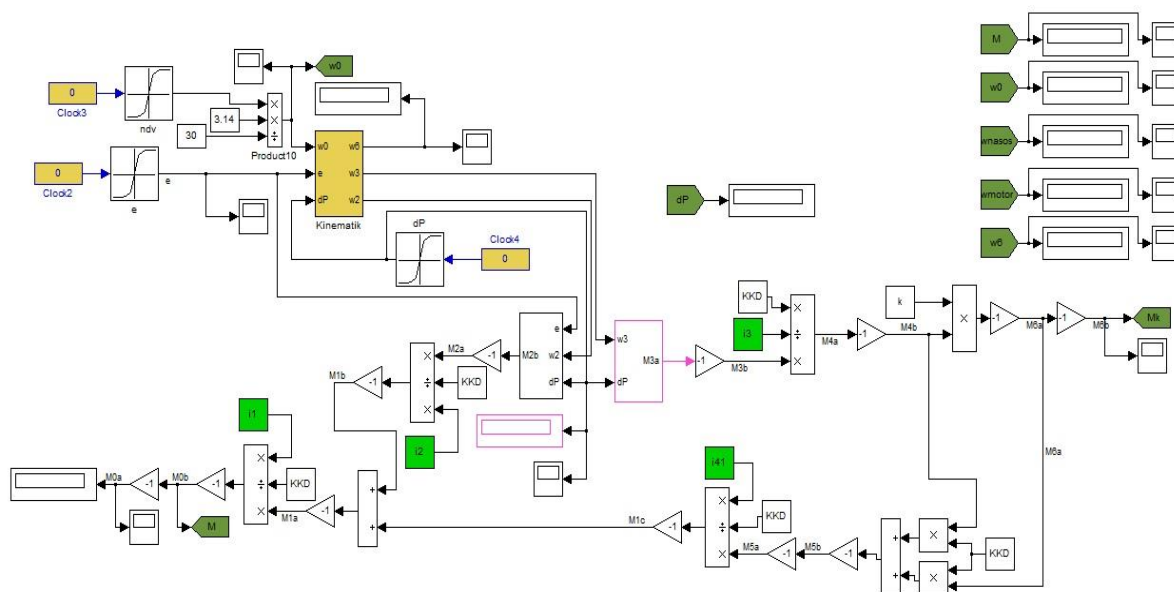
З роботи [Samorodov 2016] відомо, що момент втрат у гідромашинах обчислюється наступним чином:

$$\Delta M_1 = q_1 \cdot \left[ K_1 \cdot |\omega_2| \cdot (1 + K_2 \cdot \bar{e}^2) + \frac{K_5 \cdot (1 + K_4 \cdot |\bar{e}|)}{(1 + K_3 \cdot |\omega_2| \cdot D_{q1})} \cdot \Delta P + \frac{K_8 \cdot (1 + K_7 \cdot |\bar{e}|)}{(1 + K_6 \cdot |\omega_2| \cdot D_{q1})} \right]; \quad (3)$$

$$\Delta M_2 = q_2 \cdot \left[ K_1 \cdot |\omega_3| \cdot (1 + K_2) + \frac{K_5 \cdot (1 + K_4)}{(1 + K_3 \cdot |\omega_3| \cdot D_{q2})} \cdot \Delta P + \frac{K_8 \cdot (1 + K_7)}{(1 + K_6 \cdot |\omega_3| \cdot D_{q2})} \right]; \quad (4)$$

де  $K_1, K_2, \dots, K_8$  – коефіцієнти гідромеханічних втрат [Samorodov 2016];  $D_{q1}$  та  $D_{q2}$  – характерний розмір гідронасосу та гідромотору, відповідно,  $D_{qi} = \sqrt[3]{2 \cdot \pi \cdot q_i}$ .

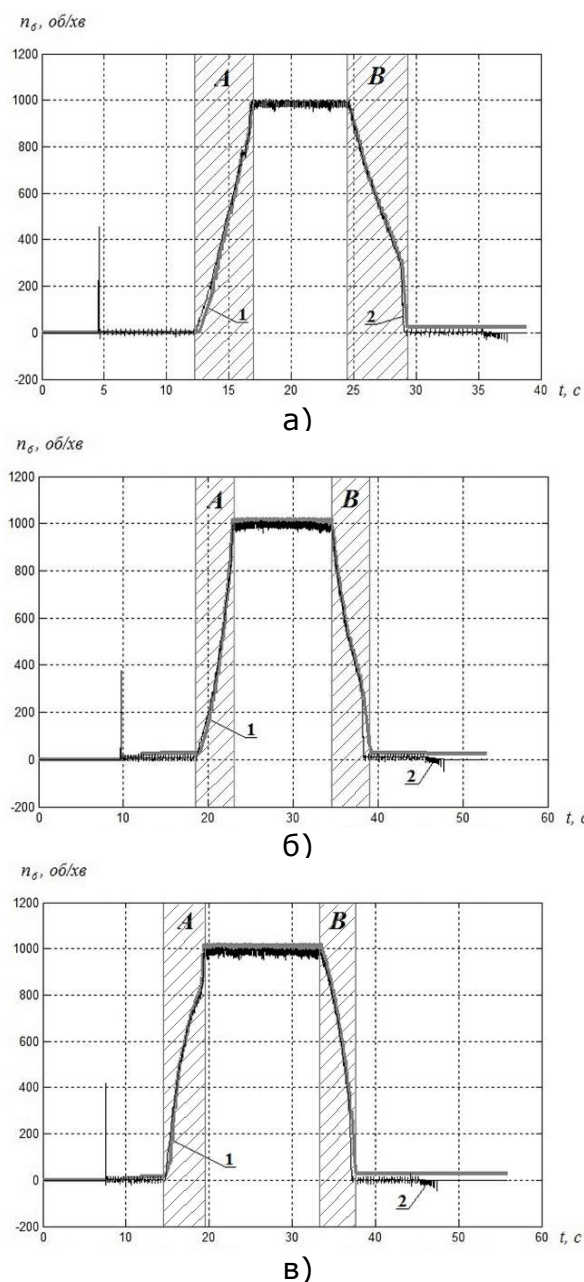
В ході імітування процесу розгону та гальмування на розробленому стенді з безступінчастою трансмісією показники обертів на валу трьохфазного асинхронного двигуна змінного струму ( $n_{dvs}; w_0 = \frac{30 \cdot n_{dvs}}{\pi}$ ), перепад робочого тиску в гідрооб'ємній передачі ( $\Delta P$ ) та зміни параметру регулювання гідронасосу ( $e$ ) підставлялись в математичну модель, яка розроблена в середовищі MATLAB (рис. 6), з метою порівняння працездатності математичної моделі.



**Рисунок 6** – Програмна реалізація математичної моделі в MATLAB

Джерело: розробка авторів Кожушко А.П. та Пелипенко Є.С.

На рис. 7 наведено результати порівняння експериментального та теоретичного дослідження роботи безступінчастої трансмісії при зіставленні показника частоти обертання вихідного валу ( $n_6$ ).



**Рисунок 7** – Графік результатів при теоретичному та експериментальному дослідженні роботи безступінчастої трансмісії показника частоти обертання вихідного валу ( $n_6$ ): а – при «лінійній» зміні параметру регулювання гідронасосу; б – при «вигнутій» зміні параметру регулювання гідронасосу; в – при «випуклій» зміні параметру регулювання гідронасосу; **A** – зона розгону; **B** – зона гальмування; 1 – при експериментальному дослідженні; 2 – при теоретичному дослідженні

Джерело: розробка авторів Самородов В.Б., Кожушко А.П., Мітцель М.О. та Пелипенко Є.С.

У процесі випробувань кожен вимір проводиться 10 раз, у відповідності з ГОСТ 17108-86. В якості розрахункового приймається середнє з 10 отриманих. Результати експериментальних досліджень зведено до табл. 2.

**Таблиця 2** – Результати експериментального дослідження процесу розгону-гальмування лабораторного стелу

Тривалість керуючого впливу, сек	Форма зміни параметру регулювання гідромашини	№ досліду	Кількість обертів вала, од.	
			Розгін	Гальмування
4 сек	лінійний	1	30	42
		2	35	45
		...		
		10	33	44
		<b>середній</b>	<b>32,7</b>	<b>43,6</b>
	випуклий (розгін)	1	46	45
		2	46	44
		...		
		10	45	45
		<b>середній</b>	<b>45,7</b>	<b>44,7</b>
	вигнутий (гальмування)	1	29	37
		2	30	39
		...		
		10	31	37
		<b>середній</b>	<b>30</b>	<b>37,7</b>
6 сек	лінійний	1	44	58
		2	50	58
		...		
		10	48	59
		<b>середній</b>	<b>47,3</b>	<b>58,3</b>
	випуклий (розгін)	1	52	58
		2	48	58
		...		
		10	49	58
		<b>середній</b>	<b>49,7</b>	<b>58</b>
	вигнутий (гальмування)	1	36	53
		2	35	57
		...		
		10	39	55
		<b>середній</b>	<b>36,7</b>	<b>55</b>
9 сек	лінійний	1	49	74
		2	47	72
		...		
		10	49	71
		<b>середній</b>	<b>48,3</b>	<b>72,3</b>
	випуклий (розгін)	1	71	79
		2	69	82
		...		
		10	70	83
		<b>середній</b>	<b>70</b>	<b>81,3</b>
	вигнутий (гальмування)	1	55	71
		2	54	72
		...		
		10	57	72
		<b>середній</b>	<b>55,3</b>	<b>71,3</b>

Джерело: розробка авторів Самородов В.Б., Кожушко А.П., Мітцель М.О. та Пелипенко Є.С.

На основі середніх даних з табл. 2 відбувається зіставлення кількості обертів вихідного валу при реалізації «лінійної», «випуклої» та «вигнутої» форми зміни параметру регулювання гідромашини ГОП. Порівнюючи кількість обертів вихідного валу з'ясовано, що при використанні «випуклої» форми зміни параметру регулювання від часу на етапі розгону спостерігається їх збільшення: при 4с на 13 обертів; при 6с – на 2,4 обертів; при 9с – на 21,7 обертів. При використанні «вигнутої» форми зміни на етапі гальмування спостерігається їх зменшення: при 4с на 5,9 обертів; при 6с – на 3,3 обертів; при 9с – на 1 оберт. Отримані дані підтверджують наведену вище гіпотезу.

**Висновки.** Сформульована гіпотеза: при випуклій залежності параметра регулювання ГОМТ від часу (у порівнянні з лінійною залежністю) забезпечується найбільш ефективний розгін машини, а при вигнутій формі – найбільш ефективне гальмування.

Наведено розроблений кафедрою автомобіле- та тракторобудування Національного технічного університету «Харківського політехнічного інституту» імітаційний стенд для дослідження робочих процесів та їх параметрів при використанні лінійних і «випукло-вигнутих» форм зміни параметру регулювання в ГОМТ як на етапі розгону, так і при гальмуванні. При зіставленні теоретичних даних з експериментальними показано, що при «лінійній» зміні параметру регулювання ГОМТ від часу максимальна похибка показника частоти обертання вихідного валу ( $n_6$ ) не перевищує 4,8 %; при «вигнутій» – не перевищує 5,2 %; при «випуклій» – не перевищує 3,1 %, що підтверджує адекватність запропонованої математичної моделі динаміки трансмісії (імітаційного стенду) щодо розгону та гальмування ГОМТ.

В роботі теоретично і експериментально підтверджена вперше сформульована гіпотеза щодо «випукло-вигнутих» форм зміни параметру регулювання ГОМТ, що перетворює вказану гіпотезу в твердження: при випуклій залежності параметра регулювання ГОМТ від часу (у порівнянні з лінійною залежністю) забезпечується найбільш ефективний розгін машини, а при вигнутій формі – найбільш ефективне гальмування.

## Література

- Ключников, А. В. (2012). Тенденции развития трансмиссий колесных тракторов // *Техника и оборудование для села*, №1 (175), с. 43 – 47.
- Кожушко, А. П. (2014). Визначення оптимального закону зміни параметрів регулювання гідромашин гідрооб'ємної передачі в процесі розгону колісних тракторів з гідрооб'ємно-механічною трансмісією. *Вісник Сумського національного аграрного університету*, №11 (26), с. 108 – 114.
- Самородов, В. Б., Митцель, Н. А. (2014). Исследование свойств шагового электропривода как системы управления двухпоточной гидрообъемно-механической трансмиссией // *Восточно-Европейский журнал передовых технологий*. № 5/7 (70), с. 52 – 58.
- Самородов, В. Б., Бурлыга, М. Б., Митцель, Н. А. (2015). Экспериментальное исследование гидрообъемно-механической трансмиссии // *Материалы X Международной научно-практической конференции "Научные перспективы XXI века. Достижения и перспективы нового столетия", 17–18 апреля 2015, Новосибирск, Россия*, III (10). – С. 6 – 10.
- Самородов, В. Б. (2014). Перспективні трансмісії колісних тракторів / В.Б. Самородов, А.І. Бондаренко, А.П. Кожушко, Є.С. Пелипенко, М.О. Митцель // *Вісник Національного технічного університету «ХПІ»*,



№ 10 (1053), с. 3 – 10.

- Самородов, В. Б. (2001). Вывод общего закона управления гидрообъемно-механических трансмиссий транспортных машин в процессе прямолинейного разгона и способ его технической реализации // *Интегрированные технологии и энергосбережение*, № 4, с. 112 – 120.
- Самородов, В. Б. (2000). Исследование влияния различных законов регулирования гидрообъемно-механической трансмиссии на процесс прямолинейного разгона гусеничной машины // *Механіка та машинобудування*, № 2, с. 86-92.
- Щельцын, Н. А., Фрумкин, Л. А., Иванов, И. В. (2011). Современные бесступенчатые трансмиссии сельскохозяйственных тракторов // *Тракторы и сельхозмашины*, № 11, с. 18 – 26.
- Aitzetmüller, H. (1999). Steyr S-Matic – The Future Continuously Variable Transmission for all Terrain Vehicles // *13<sup>th</sup> International Conference of the ISTVS: Munich (Germany)*. International society for terrain vehicle system. – P. 463 – 470.
- Ijas, M, Mäkinen, E. (2008). Improvement of total efficiency of hydrostatic transmission by using optimized control. *Proceedings of the 7<sup>th</sup> JFPS International Symposium on Fluid Power*, 15–18 September 2008, Toyama. – P. 271–276.
- Renius, K. Th., Resch, R. (2005). Continuously Variable Tractor Transmissions // *Agricultural Equipment Technology Conference, 14-16 February 2005*. ASAE – The Society for Engineering in Agricultural, Food, and Biological, Systems. – Louisville, Kentucky, 2005. – C. 35.
- Rydberg, K. (2010). Hydro-mechanical Transmissions // *Fluid and Mechatronic Systems*, № 2, p. 51 – 60.
- Samorodov, V., Kozhushko, A., Pelipenko, E. (2016). Formation of a rational change in controlling continuously variable transmission at the stages of a tractor's acceleration and braking // *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, № 4/7 (82), p. 37 – 44. DOI: 10.15587/1729-4061.2016.75402.

## References

- Aitzetmüller, H. (1999). Steyr S-Matic – The Future Continuously Variable Transmission for all Terrain Vehicles // *13<sup>th</sup> International Conference of the ISTVS: Munich (Germany)*. International society for terrain vehicle system. – P. 463 – 470.
- Ijas, M, Mäkinen, E. (2008). Improvement of total efficiency of hydrostatic transmission by using optimized control. *Proceedings of the 7<sup>th</sup> JFPS International Symposium on Fluid Power*, 15–18 September 2008, Toyama. – P. 271–276.
- Klyuchnikov, A. V. (2012). Tendentsii razvitiya transmissiy kolesnykh traktorov // *Tehnika i oborudovanie dlya sela*, #1 (175), s. 43 – 47.
- Kozhushko, A. P. (2014). Vyznachennia optyalnogo zakonu zminy parametryv reguliuvannia gidromashyn gidroob'iomnoy peredachi v protsesi rozgonu kolisnykh traktoriv z gidroob'iemno-mehanichnoi transmissiei. *Visnyk Sumskogo natsionalnogo agrarnogo universitetu*, #11 (26), s. 108 – 114.
- Renius, K. Th., Resch, R. (2005). Continuously Variable Tractor Transmissions // *Agricultural Equipment Technology Conference, 14-16 February 2005*. ASAE – The Society for Engineering in Agricultural, Food, and Biological, Systems. – Louisville, Kentucky, 2005. – C. 35.

- Rydberg, K. (2010). Hydro-mechanical Transmissions // *Fluid and Mechatronic Systems*, № 2, p. 51 – 60.
- Samorodov, V. B., Mittsel, N. A. (2014). Issledovanie svoystv shagovogo elektroprivoda kak sistemyi upravleniya dvuhpotochnoy gidroob'emno-mechanicheskoy transmissiei // *Vostochno-Evropeyskiy zhurnal peredovykh tekhnologiy*. # 5/7 (70), s. 52 – 58.
- Samorodov, V. B., Burlyga, M. B., Mittsel, N. A. (2015). Eksperimentalnoe issledovanie gidroob'emno-mechanicheskoy transmissii // *Materialy X Mezhdunarodnoj nauchno-prakticheskoy konferentsii "Nauchnyie perspektivy XXI veka. Dostizhenia i perspektvy novogo stoletia"*, 17–18 aprelya 2015, Novosibirsk, Rossiya, III (10). – S. 6 – 10.
- Samorodov, V. B. (2014). Perspektivni transmisii kolisnykh traktoriv / V.B. Samorodov, A.I. Bondarenko, A.P. Kozhushko, E.S. Pelipenko, M.O. Mittsel // *Visnyk Natsionalnogo tekhnichnogo universitetu «HPI»*, # 10 (1053), s. 3 – 10.
- Samorodov, V. B. (2001). Vyivod obshchego zakona upravleniya gidroob'emno-mechanicheskikh transmissiy transportnykh mashin v protsesse pryamolineynogo razgona i sposob ego tekhnicheskoy realizatsii // *Integrirovannyye tekhnologii i energosberezhenie*, # 4, s. 112 – 120.
- Samorodov, V. B. (2000). Issledovanie vliyaniya razlichnykh zakonov regulirovaniya gidroob'emno-mechanicheskoy transmissii na protsess pryamolineynogo razgona gusenichnoy mashiny // *Mekhanika ta mashinobuduvannya*, # 2, s. 86-92.
- Scheltsyin, N. A., Frumkin, L. A., Ivanov, I. V. (2011). Sovremennyye besstupenchatyye transmissii selskohozyaystvennykh traktorov // *Traktory i selhozmashiny*, # 11, s. 18 – 26.
- Samorodov, V., Kozhushko, A., Pelipenko, E. (2016). Formation of a rational change in controlling continuously variable transmission at the stages of a tractor's acceleration and braking // *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, № 4/7 (82), p. 37 – 44. DOI: 10.15587/1729-4061.2016.75402.

Data przesłania artykułu do Redakcji: 12.07.2017  
Data akceptacji artykułu przez Redakcję: 14.07.2017